

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **06317170 A**

(43) Date of publication of application: **15.11.84**

(51) Int. Cl.

**F02B 39/00**

(21) Application number: **05105873**

(71) Applicant: **TOYOTA MOTOR CORP**

(22) Date of filing: **06.05.83**

(72) Inventor: **OKUYAMA AKIHIDE**

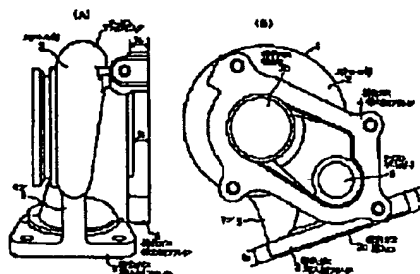
**(54) STRUCTURE OF TURBOCHARGER**

**(57) Abstract:**

**PURPOSE:** To reduce the weight of a turbocharger which supercharges intake air using the exhaust gas of an internal combustion engine, while maintaining the proper strength of flange portions constituting the connecting portion of an exhaust system.

**CONSTITUTION:** A turbine housing 1 constituting a turbocharger has an exhaust gas inlet side flange 3 which surrounds an exhaust gas inlet 2a. An exhaust gas outlet side flange 4 is formed which surrounds an exhaust gas outlet 2b provided at the center of a scroll portion 2 having a spiral exhaust gas passage therein. In this case, the flanges 3,4 are joined together into an integral structure to reinforce each other with their thicknesses reduced. The thickness of the exhaust gas inlet side flange 3 is further reduced near a rib 5 which connects the exhaust gas inlet side flange 3 to the scroll portion 2.

**COPYRIGHT: (C)1994,JPO**



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 渦状の排気ガス通路を構成するスクロール部の排気ガス導入口に配設される排気ガス導入側フランジと、前記スクロール部の中心部に設けられた排気ガス排出口に配設される排気ガス排出側フランジとが接続する一体構成としたことを特徴とするターボチャージャの構造。

【請求項2】 渦状の排気ガス通路を構成するスクロール部の排気ガス導入口に配設される排気ガス導入側フランジと、前記スクロール部とを連結するリブを設けると共に、前記排気ガス導入側フランジの肉厚を、前記リブの連結された部分では他の部分より薄肉化したことを特徴とするターボチャージャの構造。

【請求項3】 請求項1記載のターボチャージャ構造において、前記スクロール部をバイパスする通路を形成し、ウェストゲートバルブにより導通を制御されるウェストゲートポートを、前記排気ガス排出側フランジの、前記排気ガス導入側フランジとの接続部付近に開口することを特徴とするターボチャージャの構造。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明はターボチャージャの構造に係り、特に内燃機関の排気通路中に配設され、排気ガスの排圧を利用して吸入空気を過給するターボチャージャの構造に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来より、内燃機関の出力を向上する機構としてターボチャージャが知られている。ここで、ターボチャージャとは、内燃機関から排出される排気ガスを駆動源として吸気マニホールド内に昇圧空気を供給する過給器である。

【0003】 その構造としては、例えば実開昭62-146号公報に開示されているように、排気ガスの流通によって回転するタービン、タービンと連結して回転するインペラを備え、その回転により空気圧を高めるコンプレッサ、及びそれらを適当に保持すると共に吸入空気の通路と排気ガスの通路とを形成するハウジングからなるものが知られている。

【0004】 この場合、ターボチャージャを備える内燃機関においては、エアクリーナから吸気通路に流入した空気は先ずコンプレッサへ流入し、ここで昇圧された後各燃焼室へ通じる吸気マニホールドを通して内燃機関へ供給される。そして、各燃焼室から排気マニホールドへ排出された排気ガスは、その後ターボチャージャへ流入され、タービンを回転させた後通常の排気通路へと排出されることになる。

【0005】 ところで、ターボチャージャの能力を適切に発揮するためには、上記したガスの流通通路が適切なシール性を維持して形成されることが要求される。吸気

2

系のシール性が確保できていない場合には、内燃機関に供給される空気が適切に昇圧せず、また、排気系のシール性が確保できていない場合には、適切にタービンを駆動することができないからである。

【0006】 この際、吸気通路及び吸気マニホールドとコンプレッサとの連結部については、内部を流通するガスが常温の空気であり、熱変形等の影響が小さいことからさほど問題はない。これに対して、排気マニホールドとターボチャージャとの連結部、及びターボチャージャと排気通路との連結部については問題がある。

【0007】 かかる連結部については高温の排気ガスに直接さらされることになり、熱変形の影響を大きく受け、また、これらの連結部におけるシール不良は、ターボチャージャの能力低下のみでなく、浄化前の排気ガスの大気放出による排気エミッションの悪化の原因ともなるからである。

【0008】 このため、上記公報記載のターボチャージャを含めて従来のターボチャージャにおいては、排気マニホールド及び排気通路との連結部に、それぞれ高剛性の排気ガス導入側フランジと排気ガス排出側フランジとを設け、走行時の振動や熱変形によりシール性が影響されない程度に十分な強度を有する連結部を形成することとしている。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、上記したターボチャージャを車載用内燃機関に装着して用いる場合は、軽量化にも配慮する必要がある。特に近年では、燃費や運動性能の向上に対する要求から、車両の搭載する構成部品についてはできる限りの軽量化が要求され、上記従来のターボチャージャについても許容される限りの軽量化が図られている。

【0010】 従って、例えば上記公報に記載される従来のターボチャージャについては、ハウジングの肉厚もタービンの保持に必要な強度が確保し得る最小限の厚さに設定され、また排気ガス導入側フランジ及び排気ガス排出側フランジについても、要求される剛性を確保し得る最小限の肉厚に設定されている。

【0011】 しかしながら、上記従来のターボチャージャは、排気ガス導入側フランジと排気ガス排出側フランジとを別個独立に備え、それぞれのフランジに独立して強度を確保させる構成である。言い換えれば、これらのフランジを別個独立の構造としているが故に各フランジの肉厚を厚くせざるを得ないものである。

【0012】 つまり、これらのフランジが互いに連結して他方を補強する構成を採用すれば、それにより強度が確保される分、各フランジ部の薄肉化を図ることが可能となり、ターボチャージャのより一層の軽量化が実現されることになる。

【0013】 本発明は、上述の点に鑑みてなされたものであり、排気ガス導入側フランジと排気ガス排出側フラ

3

ンジとを連結することにより各フランジ部の強度を確保し、フランジ部の薄肉化を可能とすることにより軽量化を実現し得るターボチャージャの構造を提供することを目的とする。

【0014】

【課題を解決するための手段】上記の目的は、渦状の排気ガス通路を構成するスクロール部の排気ガス導入口に配設される排気ガス導入側フランジと、前記スクロール部の中心部に設けられた排気ガス排出口に配設される排気ガス排出側フランジとが接続する一体構成としたターボチャージャの構造により達成される。

【0015】また、渦状の排気ガス通路を構成するスクロール部の排気ガス導入口に配設される排気ガス導入側フランジと、前記スクロール部とを連結するリブを設けると共に、前記排気ガス導入側フランジの肉厚を、前記リブの連結された部分では他の部分より薄肉化することもある。

【0016】一方、前記排気ガス導入側フランジと、前記排気ガス排出側フランジとを接続したターボチャージャ構造において、前記スクロール部をバイパスする通路を形成し、ウェストゲートバルブにより導通を制御されるウェストゲートポートを、前記排気ガス排出側フランジの、前記排気ガス導入側フランジとの接続部付近に開口する構造は、過剰な排気ガスのバイパス時におけるスクロール部内の気流の乱れの抑制に効果的である。

【0017】

【作用】本発明に係るターボチャージャの構造において、前記排気ガス導入側フランジと前記排気ガス排出側フランジとは、互いに接続して他方のフランジを補強する。このため、前記排気ガス導入口及び前記排気ガス排出口にそれぞれ別個独立に設けられたフランジと同等の強度が、より薄肉の部材により確保される。

【0018】また、前記スクロール部と前記排気ガス導入側フランジとの間を連結するリブを備える場合は、前記排気ガス導入側フランジの前記リブとの連結部は、このリブによって補強される。従って、前記リブとの連結は、他の部分に比べて大きな強度が確保されており、十分に強度を確保したままで前記排気ガス導入側フランジを部分的に薄肉化することができる。

【0019】ところで、前記排気ガス導入側フランジと前記排気ガス排出側フランジとが接続される場合、前記排出側フランジの端部は必然的に前記排気ガス導入口側まで拡大される。従って、前記排気ガス排出側フランジの、前記排気ガス導入側フランジとの接続部周辺は、前記排気ガス排出口から大きく前記排気ガス導入口側へオフセットした位置となる。

【0020】従って、前記ウェストゲートポートは、前記排気ガス排出口、すなわち前記スクロール部の中心部から大きく離間した位置に配設されることになり、排気ガスのバイパス通路が前記スクロール部から大きく離間

4

した位置に形成されることになる。この結果、前記ウェストゲートポートの存在に起因する気流の乱れがスクロール部の内部に与える影響が抑制されることになる。

【0021】

【実施例】図1は、本発明の一実施例であるターボチャージャの構造の要部を表す側面図（同図（A））及び正面図（同図（B））を示す。以下、同図を参照してターボチャージャ1の構成、及びその特有の効果について詳細に説明するが、それに先立って、ターボチャージャの一般的な使用態様について説明する。

【0022】図2は、普及版のターボチャージャ10を内燃機関30に装着した際の構成図（同図（A））及びターボチャージャ10の内部構造を表す正面断面図（同図（B））を示す。

【0023】各図に示すように、ターボチャージャ10は、タービンハウジング11及びコンプレッサハウジング12とを備えている。タービンハウジング11は、その内部に回転軸13を中心として回転するタービン14を備え、回転軸13を中心としてタービン14の外周側から中心へ向かう渦状の排気ガス流通経路15を形成するスクロール部16を備えている。

【0024】また、コンプレッサハウジング12は、その内部にタービン14の回転軸13に連結して回転するインペラ17を備え、その中心部に空気導入口18を、その側部に空気排出口19を備えている。つまり、インペラ17が回転すると、空気導入口18から空気が取り込まれ、空気排出口19から適当に昇圧された空気が排出されるものである。

【0025】ところで、コンプレッサハウジング12の空気導入口18は、図示されないエアフロメータ、エアクリーナ等に通じる吸気通路21に連通している。一方、コンプレッサハウジング12の空気排出口19には、アクセルベダルに連動して回転するスロットルバルブ22を備えるスロットルボディ23を介して吸気マニホールド24が連通している。

【0026】ここで、内燃機関20は6気筒の内燃機関であり、吸気マニホールド24は、6本の通路に分岐して内燃機関20を構成する各気筒#1～#6の吸気ポートに連通している。また、これら各気筒#1～#6の排気ポートには、排気マニホールド25が連通され、6本の通路が集合してスクロール部16の排気ガス導入口16aへと連通している。そして、スクロール部16の中心に設けられた排気ガス排出口16bには、図示されない触媒装置等に通じる排気通路26が連通される。

【0027】かかる構成によれば、内燃機関20の運転中において排出される排気ガスは、排気マニホールドからタービンハウジング11に導かれ、スクロール部16を流通した後排気通路25へ流出されることになる。従って、内燃機関20から排出される排気ガスの圧力に応じてタービン14が回転され、その回転力に応じてコン

5

ブレッサハウジング12内の空気圧が昇圧されることになる。

【0028】一方、内燃機関20から排出される排気ガスの圧力は、内燃機関20の負荷が高い程大きく、アイドリング状態等、高出力が要求されていない状況下では小さい。つまり、運転者がより大きな出力を欲してスロットルバルブ23の開度を大きくすると、それに応じてコンプレッサハウジング12の空気排出口19から排出される空気の圧力（以下、過給圧と称す）も高くなる。

【0029】そして、この過給圧が高いほど、単位時間 10 当たりに吸気マニホールド24を介して内燃機関20に供給される空気量が増加することになり、内燃機関20からはより一層大きな出力が取り出されることになる。

【0030】ところで、上記したようにターボチャージャ10は、内燃機関20から排出される排気ガスの圧力が大きいほどより有効に動作する特性を有している。言い換えれば、ターボチャージャ10の過給圧は内燃機関20の運転状態によって大きく変動する特性を有している。

【0031】従って、ターボチャージャが単に上記した 20 機能を備えるだけのものであるとすれば、その過給能力は、内燃機関20に最大負荷が加わった時にのみ最大に発揮することができ、それ以外の状況下では十分にその能力を発揮させることができないことになる。ターボチャージャ10で発生される最大過給圧が吸気系の許容圧力以下となるように能力を設定する必要があるからである。

【0032】このような制限が課されるとすれば、ターボチャージャ10を備える内燃機関20は、著しく応答性が悪く、また扱い難いものとなる。そこで、一般にターボチャージャを用いて吸入空気の過給を行う場合は、 30 過給圧が許容水準を越えるのを防止する機構を設けて比較的低負荷の状態からターボチャージャ10の能力をフルに活用する構成が採られている。

【0033】例えば図2においては、アクチュエータ30、シャフト31、リンク機構32、ウェストゲートバルブ33、及びスクロール部16と排気通路26とを連通し、その導通がウェストゲートバルブ33に制御されるウェストゲートポート34によりかかる機構が実現されている。

【0034】ここで、図2(B)に示すように、アクチュエータ30は、シャフト31が連結されると共に、アクチュエータ30の内部空間を正圧室30aと大気室30bとに区分するダイヤフラム30cと、ダイヤフラム30cを大気室30b側から正圧室30a側へ付勢するスプリング30dとで構成される。そして、正圧室30aには、コンプレッサハウジング12内の過給圧を導く正圧通路35が連通されている。

【0035】一方、シャフト31に連結されるリンク機構32は、ウェストゲートバルブ33に連結しており、 50

6

シャフト31が図2(B)中左方に付勢されるとウェストゲートバルブ33を、ウェストゲートポート34を閉塞する方向に押圧し、反対にシャフト31が図2(B)中、右方に変位すると、ウェストゲートポート34を開口させるように作用する。

【0036】つまり、図2(B)に示す機構によれば、ダイヤフラム30cがスプリング30dの付勢力により正圧室30a側に保持できる程度にコンプレッサハウジング12内の過給圧が小さい間はウェストゲートポート34は閉塞された状態となる。一方、過給圧が所定水準を越え、ダイヤフラム30cが大気室30b側へ変位するに伴ってウェストゲートポート34が開口される。

【0037】そして、正圧室30aに供給される圧力が大きいほどウェストゲートポート34が大きく開口され、その開度に応じて排気ガスが排気ガス通路15をバイパスして排気通路26へ流出する。この結果、タービン14の回転力が抑制され、コンプレッサハウジング12内の圧力が抑制されることになり、内燃機関20へ向かう過給圧は適切な水準に維持されることになる。

【0038】従って、内燃機関10の常用領域において十分な過給圧が発揮されるような設定が施されているとすれば、内燃機関20が常用領域で運転されている状態で、ターボチャージャ10の能力を十分に発揮させることができ、また高負荷時には、タービン14をバイパスして排気ガスを流通させることにより、やはり適切な過給圧を維持することが可能となる。

【0039】ところで、かかる構成のターボチャージャ10を構成するにあたっては、タービンハウジング11と排気マニホールド25及び排気通路26との連結を高剛性の構造とする必要がある。内燃機関20から排出される排気ガスが高温であることから、これらの連結部は、熱変形等に対抗し得るものでなければならないからである。

【0040】このため、従来のターボチャージャ20においては、図3に示す如き構造のタービンハウジング11が採用されていた。すなわち、図3に示すようにタービンハウジング11は、排気マニホールド25との連結部及び排気通路26と連結される排気ガス排出口16a 40 周りに、それぞれ高剛性の排気ガス導入側フランジ11aと排気ガス排出側フランジ11bとを備える構成が採用されていた。

【0041】また、このようなタービンハウジング11を構成する場合に、流通抵抗の小さい渦状排気ガス流通通路15を実現するためには、排気ガス導入側フランジ11aに対してスクロール部16を偏心して形成することが有効である。しかし、そのような偏心構造を採用する場合には、スクロール部16と排気ガス導入側フランジ11aとの強度バランスに偏りが生じないように配慮 50 する必要がある。

【0042】強度のバランスに偏りがあると、強度のない部分に種々の応力が集中し、耐久性上の問題が生じることがあるからである。このため、一般には、スクロール部16を偏心して設ける場合、図3に示すようにスクロール部16と排気ガス導入側フランジ11aとの間に、補強用のリブ11cを設ける構成が一般に採用されている。

【0043】これにより、図3に示すタービンハウジング11については、排気マニホールド25との連結部、及び排気通路26との連結部において熱変形等の影響にかかわらず適切なシール性を確保でき、また、タービンハウジング11の強度も、耐久性上何ら問題のない水準に維持することが可能とされていた。

【0044】ところで、図3に示すタービンハウジング11の構造は、各連結部に要求される強度を、それぞれ排気ガス導入側フランジ11aと排気ガス排出側フランジ11bとが別個独立に確保する構成である。更に、排気ガス導入側フランジ11aの強度とは無関係にリブ11cを設けてスクロール部16の強度向上を図ったものである。

【0045】つまり、各構成部分に要求される強度をそれぞれ独立に考慮して必要な強度の向上を図ったに過ぎず、各部材同士による相互補強についての可能性や、過剰強度の部分の存在については考慮されていないものであった。このため、排気ガス導入側フランジ11aも排気ガス排出側フランジ11bも、共にその肉厚は一律に（図3中、肉厚 $t_1$ ）確保されており、車両構成部品に要求される特性上最も重要な項目の一つである軽量化の観点からは、必ずしも最適化されたものではなかった。

【0046】図1に示す本実施例のターボチャージャのタービンハウジング1は、このように従来見過ごされていた点に着目したもので、要求される強度を確保しつつ効果的に軽量化を施したものである。

【0047】つまり、図1に示すタービンハウジング1においては、内部に渦状の排気ガス通路を有するスクロール部2の排気ガス導入口2aに設けた排気ガス導入側フランジ3と、スクロール部2の中心に位置する排気ガス排出口2bを囲んで設けた排気ガス排出側フランジ4とが接続され、互いに他方を補強する構造を採用している。

【0048】かかる構成は、それぞれのフランジが独立に設けられている場合に比べて明らかに強度上有利である。タービンハウジング1内を高温の排気ガスが流通する際に、タービンハウジング1が熱変形を起こしたとしても、排気ガス導入側フランジ3と排気ガス排出側フランジ4とが互いに独立に変位することがなく、それらが別個独立に設けられている場合に比べて各構成部分の変位量が抑制されるからである。

【0049】このため、各フランジ部3、4と排気マニホールド及び排気通路との連結部において確実なガスシ

ール性を確保し、かつ十分な耐久性を確保し得る肉厚を、従来構造のフランジ11a、11b（肉厚 $t_1$ ）に比べて薄くすることが可能である。

【0050】更に、本実施例においては、排気ガス導入側フランジ3に対して偏心して形成されたスクロール部2の強度バランスを確保するため設けられたリブ5の影響をも考慮して、排気ガス導入側フランジ3の肉厚を決定している。

【0051】つまり、排気ガス導入側フランジ3においては、排気ガス導入口2aを挟んで一方の側（図1（B）中、左側）にはリブ5が連結され、他方の側（図1（B）中、右側）には何らそれに代わる補強部材は存在しない。従って、その肉厚が同等であれば、明らかにリブ5を備える側の強度が他方に勝ることになる。従って、リブ5の備える側については、他方に比べて薄肉化を図ることが可能であり、かかる処理を施した場合には、より一層の軽量化が実現できる。

【0052】そこで、本実施例のタービンハウジング1においては、図1（B）に示すように、リブ5を備える側の肉厚を、他方の肉厚 $t_2$ に比べて薄い $t_1$ に設定している。つまり、本実施例のタービンハウジング1は、従来のタービンハウジング11に比べて2重の軽量化が図られていることになる。

【0053】ところで、上記したようにターボチャージャを用いて内燃機関に空気を過給するシステムにおいては、過剰な過給圧が発生しないようにウェストゲートバルブによる排気ガスのバイパス機構を設けることが一般的である。

【0054】ところが、かかる機構を実現するためには、スクロール部内に形成される排気ガス通路の途中にウェストゲートポートやウェストゲートバルブ、またはウェストゲートバルブを駆動するリンク機構等を適宜配置する必要がある。これらの部材は、排気ガスの流通という観点からは好ましいものではなく、ウェストゲートバルブが閉じていても、スクロール部内に流入する排気ガスの流れを乱す作用を有する。

【0055】このような排気ガスの気流の乱れは、特に内燃機関から排出される排気ガスが少量である場合、すなわち内燃機関が低負荷運転を行っている時に問題となる。低負荷運転時には、タービンへ供給される排気ガスがこれらの部材の影響を大きく受け、適切な動作を確保できない事態が生じるからである。

【0056】ところで、かかる排気ガスの気流の乱れによる影響は、排気ガスのバイパス機構を構成する各部材がスクロール部の中心に近い位置に配置されているほど大きなものとなる。排気ガスの気流に乱れが生じる位置がスクロール部の中心に近いほど、その気流がタービンに到達した際に残留している気流の乱れが大きいものとなるからである。

【0057】一方、このバイパス機構を構成するにあた

つては、ウェストゲートポートを排気ガス排出側フランジの内部へ開口することが前提となる。かかる構成によれば、スクロール部と排気ガス排出側フランジとを貫通する穴を設けるだけでウェストゲートポートを構成することができ、特別にバイパス通路を設けることなく安価に構成できるからである。

【0058】このため、従来のターボチャージャの構造、すなわち図3に示す如く排気ガス排出側フランジが排気ガス導入側フランジとが別個独立に設けられているタービンハウジングを用いる構造においては、必然的にウェストゲートポート34がスクロール部16の中心に近い位置となり、排気ガスの気流の乱れは大きな問題であった。

【0059】これに対して、図1に示すように本実施例のターボチャージャの構造においては、タービンハウジング1に設けられる排気ガス排出側フランジ4が、排気ガス導入側2a側へ拡張された状態に構成されるものである。従って、ウェストゲートポート6を、図1(B)に示すように排気ガス導入側フランジ3との接続部近傍に設ける構成とすれば、その位置をスクロール部2の中心から大きく離間することが可能となる。

【0060】このため、本実施例のターボチャージャの構造を採用する場合には、排気ガスのバイパス機構が設けられていることに起因する排気ガスの気流の乱れがタービンの回転に与える影響を抑制することが可能となる。この結果、ウェストゲートバルブが開弁した際、及び内燃機関の低負荷時における排気ガスの気流の乱れに対するターボチャージャの効率特性が、従来構造のターボチャージャに比べて大きく改善され、ひいては内燃機関の運転特性が改善されることになる。

【0061】ところで、ターボチャージャのタービンは、高温のタービンハウジング内で極めて高速で回転するものである。このため、その回転軸の軸受けには、図4に示すように、潤滑油の介在により潤滑作用と冷却作用とを発揮し得るフローティングベアリング40が用いられる。尚、図4(A)は、本実施例のターボチャージャの内部構造を表す側面断面図で、図4(B)は、要部の拡大図を示している。

【0062】ここで、フローティングベアリング40とは、貫通穴40aを有する筒状の部材で、その内周面がタービン41の回転軸41aとの摺動面となる部材である。そして、貫通穴41aには、潤滑油が流通する油路42が連通しており、摺動面には適宜潤滑油が供給される構成である。

【0063】このため、回転軸41aとフローティングベアリング40の内周面との間には適当な膜厚の潤滑油膜が形成されることになり、それらが金属接触することがなく、また、順次供給される潤滑油によって適当な冷却効果が確保されることから、適切に焼き付きを防止するものである。

【0064】尚、フローティングベアリング40は、回転軸41aの外周に装着されるスベアサ43との関係で位置決めされ、その配設位置の下部には、潤滑油を捕獲するサブドレン室44及びメインドレン室45が設けられている。そして、油路42及びフローティングベアリング40を流通してきた潤滑油は、これらのドレン室44、45で捕獲された後再び循環経路へ戻され、潤滑油の閉ループが形成される。

【0065】ところで、このような湿式の軸受けを用いる場合は、不当に多量の潤滑油が排気ガスの流通通路へと流出しないように配慮する必要がある。かかる流出は、潤滑油の消費量の観点から好ましくないばかりでなく、排気ガスと共に潤滑油が大気中に放出されることを意味するからである。

【0066】そこで、本実施例においては、図4に示すように回転軸41aの外周に形成されるクリアランスをリングシール46で閉塞し、また回転軸41aの外周にオイルスリング47を形成し、更にフローティングベアリング40からタービン41側に所定の間隔をもってスナップリング48を設ける構成としている。

【0067】ここで、上記したリングシール46は、排気ガスが流通する空間と潤滑油が流通する空間とを事実上分離する作用を発揮する。従って、本実施例のターボチャージャの構造によれば、タービン41側に高圧の排気ガスが供給されても、その排気ガスが回転軸41aに沿ってメインドレン45側へ流入することはない。

【0068】また、オイルスリング47は、回転軸41aを伝ってくる潤滑油をせき止めると共に、回転軸45の遠心力により潤滑油をメインドレン室45へ向けて飛散させることにより、多量の潤滑油がリングシール46側へ流れるのを防止する作用を発揮する。

【0069】スナップリング48は、フローティングベアリング40からオイルスリング47側へ流出する潤滑油を適量に制御する部材である。オイルスリング47へ向かう潤滑油が過剰であると適切なオイルシール性が維持できず、また、過少であると、リングシール46部に潤滑油が到達せず、リングシール46と回転軸41aとの摺動部が過熱状態となることを考慮したものである。

【0070】ところで、スナップリング48は、ベアリング支持部49に設けられたリング溝49aに嵌合されるCリング状の部材であり、回転軸41aの外周面との間には、所定のクリアランスが設けられている。

【0071】つまり、フローティングベアリング40と回転軸41aとの界面から流出した潤滑油のうち回転軸41aの外周に沿って進行するものについては、スナップリング48を越えてオイルスリング47側へ流出する構成である。そして、その流出量は、フローティングベアリング40とスナップリング48との間に形成される間隔に応じて適宜調節が可能である。

【0072】その間隔を狭めれば、フローティングベア

11

リング40と回転軸41aとの界面から流出する潤滑油が、スナップリング48と回転軸41aとの間のクリアランス内に流入し易くなり、反対に間隔が広がると、スナップリング48に到達する前に潤滑油は遠心力により飛散され、上記クリアランス内には流入し難くなるからである。

【0073】そこで、本実施例においては、上記したようにフローティングベアリング40とスナップリング48との間に所定の間隔を設け、リングシール46部における適切な冷却能力とオイルシール性を確保すること

【0074】

【発明の効果】上述の如く、請求項1記載の発明によれば、ターボチャージャの排気ガス導入側フランジと排気ガス排出側フランジとを接続して、互いに他方を補強させることにより、各フランジ部に要求される強度を従来より薄肉のフランジで実現することができる。つまり、本発明に係るターボチャージャの構造によれば、従来の構造を採用する場合と同等の強度を維持したまま軽量化を図ることが可能となる。

【0075】また、請求項2記載の発明によれば、排気ガス導入側フランジを更に軽量化することができ、請求項1記載の構造に比べて更に高い水準でターボチャージャに要求される強度の確保と軽量化とを両立することができる。

12

【0076】更に、請求項3記載の発明によれば、過剰な過給圧の発生を防止すべく設けられたウェストゲートポートの影響による排気ガスの気流の乱れが、従来のターボチャージャの構造を採用する場合に比べて大きく改善され、常時ターボチャージャを適切な効率の下に動作させることを可能とするという特長を有している。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るターボチャージャの構造の要部であるタービンハウジングの一実施例の構成図である。

【図2】ターボチャージャの一般的な使用態様を説明するための図である。

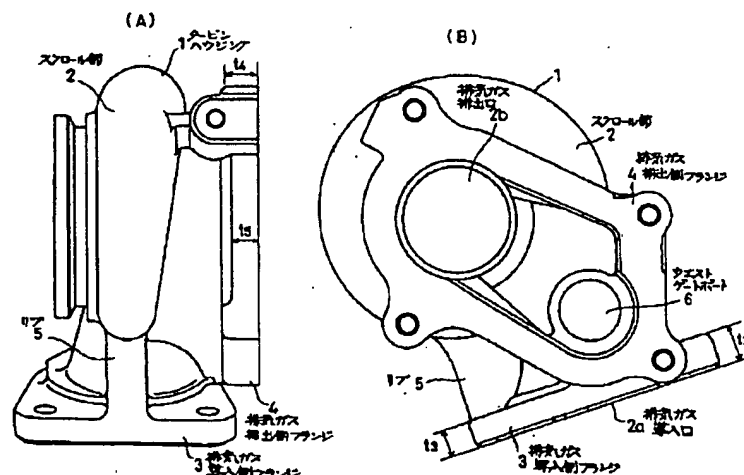
【図3】従来のターボチャージャを構成するタービンハウジングの構成図である。

【図4】本実施例のターボチャージャが採用したオイルシール構造を表す側面断面図である。

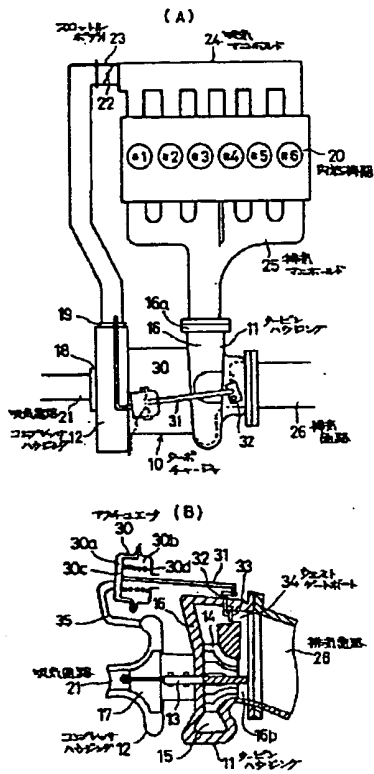
【符号の説明】

- 1 タービンハウジング
- 2 スクロール部
- 3 排気ガス導入側フランジ
- 4 排気ガス排出側フランジ
- 5 リブ
- 6 ウェストゲートポート
- 40 フローティングベアリング
- 41 タービン
- 41a 回転軸
- 46 リングシール
- 47 オイルスリング
- 48 スナップリング

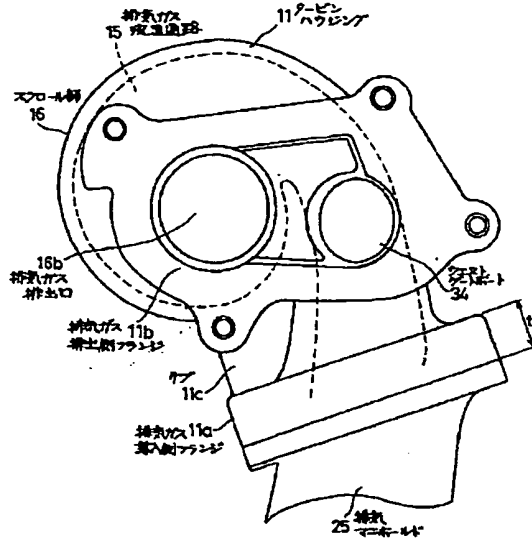
【図1】



【図2】



【図3】



【図4】

